№ 10. Warszawa, 25 października 1931 r. Rok IX.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. ROMAN BIEDRZYCKI i inż. WŁADYSŁAW PAC.

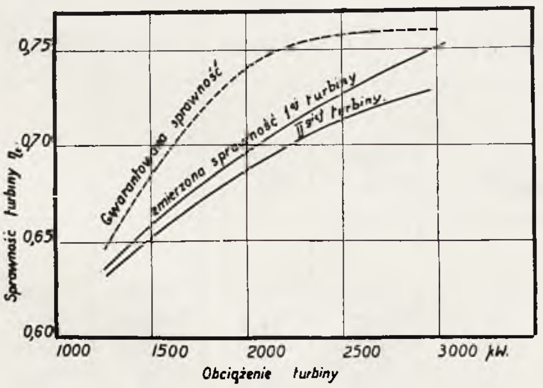
POMIARY ODBIORCZE TURBOZESPOŁU, PRACUJĄCEGO Z POBIERANIEM PARY, O MOCY 2500 kW

(Por. *Technika Cieplna*, 1931, str. 186).

Rys. 16 przedstawia porównanie krzywych sprawności gwarantowanej i obliczonej z wyników pomiarów.

Badania turbiny II zostały przeprowadzone w czasie od 15 do 18 marca 1930 r.

Podobnie, jak przy pierwszej turbinie, prócz 12 obowiązujących pomiarów zużycia pary przeprowadzono dwa dodatkowe pomiary przy przeciążaniu turbiny.



Rys. 16. Porównanie rzeczywistej i gwarantowanej sprawności turbin

Średnie wielkości otrzymanych odczytów zebrane są w tabeli III [1]).

[1]) Por. tabela III, str. 194 i 195.

Podobnie, jak poprzednio, stwierdzono i tutaj pewne rozbieżności między wskazaniami termometru, ustawionego na rurociągu pary wlotowej, a termometru, umieszczonego w tulejce fabrycznej w skrzyni automatów. Różnice te dochodziły do 8,5°C przy mniejszych ilościach pary, dopływającej do turbiny. Dlatego, jak i przy I-ej turbinie, przyjęto za miarodajną temperaturę, mierzoną na przewodzie parowym, zniżając ją o 1°C dla uwzględnienia strat promieniowania rurociągu.

W czasie pomiarów II turbozespołu nastąpiło znaczne oziębienie, co odbiło się też na temperaturze wody chłodzącej, która przy tych pomiarach obniżyła się jeszcze bardziej, wahając się w granicach od 0,79°C do 2,74°C w ciągu 15-godzinnego okresu trwania pomiarów.

Ponieważ w czasie pomiarów kotłownia musiała jednocześnie dostarczać parę i dla wytwarzania mocy w drugiej turbinie i na cele grzejne fabryki, oziębienie atmosferyczne spowodowało konieczność forsowania kotłów, co pociągnęło wzrost temperatury świeżej pary, zaznaczający się szczególnie podczas dużych obciążeń. Z tego też względu pomiar Nr. 33, prowadzony przy pełnem obciążeniu i pobieraniu 12000 *kg/h* pary, został skrócony do 31 minut za zgodą stron zainteresowanych.

Inne wielkości i w tym wypadku odbiegały niewiele od warunków, podanych w gwarancjach. Ilustruje to następująca tabela:

T A B E

Średnie wielkości odczytów

P O M I A R		21	22	23
Obciążenie nominalne	w częśc. całk. mocy	2/4	3/4	4/4
	kW	1250	1875	2500
Pobieranie pary (nominalne)	kg/h	0	0	0
Data pomiaru		16.III	16.III	16.III
Początek pomiaru	godz.	13.29	14.36	15.49
Czas trwania pomiaru	min.	44,95	42,63	41,17
Pomiary mocy				
Obciążenie na zaciskach generatora	kW	1311,0	1933,0	2566,0
cos φ (przy oporze wodnym)	cos φ	1	1	1
Moc, zużywana przez pompy kondensacyjne	kW	56,8	57,0	57,7
Obciążenie użyteczne turbozespołu	kW	1254,2	1876,0	2508,3
Stan barometru	mm. sł. rtęci	739,1	738,8	739,6
Stan pary				
Ciśnienie pary przed zaworem głównym	ata	24,15	23,95	23,95
za I automatem	ata	20,88	22,74	23,20
„ II „	ata	9,35	12,40	17,76
„ III „	ata	7,42	8,81	11,10
u wylotu z kadłuba W.P.	ata	5,12	5,04	5,76
przed paromierzem	ata	—	—	—
u wylotu z kadłuba N.P.	ata	0,0553	0,064	0,0757
„ „	%	94,47	93,6	92,43
Temperatura pary na rurociągu pary dolotowej	°C	369,5	377,9	382,6
przed zaworem głównym	°C	361,0	369,8	376,0
pary dolotowej, miarodajna dla obliczeń	°C	368,5	376,9	381,6
przed paromierzem	°C	—	—	—
pary wylotowej z kadłuba N.P.	°C	33,9	37,0	39,7
Pobieranie pary				
Ilość pary pobieranej w/g paromierza	kg/h	—	—	—
Ilość pary pobieranej po uwzględnieniu 5% tolerancji	kg/h	—	—	—
Kondensacja				
Temperatura wody chłodzącej u wlotu	°C	1,54	1,58	1,54
„ „ „ u wylotu	°C	6,7	8,28	9,54
Ilość kondensatu	kg/h	7622	10334	13078
Temperatura kondensatu	°C	32,9	35	37,3
Ilość kondensatu po uwzględnieniu jego temperatury	kg/h	7594	10289	13012
Stan gwarancyjny				
Ciśnienie pary dolotowej	ata	24	24	24
Temperatura „ „	°C	375	375	375
Próżnia	ata	0,0475	0,0545	0,0625
„	%	95,25	94,55	93,75

L A III.

pomiaru turbozespołu II.

24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
6/5	2/4	2/4	2/4	3/4	3/4	3/4	4/4	4/4	4/4	6/5
3000	1250	1250	1250	1875	1875	1875	2500	2500	2500	3000
0	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000	maximum
16.III	17.III	16.III	16.III	17.III	17.III	17.III	17.III	17.III	17.III	17.III
17.00	9.02	20.04	18.48	10.14	11.19	14.19	15.32	16.35	17.32	18.29
41,58	47,52	50,62	53,78	44,55	45,6	44,97	42,05	42,35	31,0	17,63
3027,0	1307,0	1313,0	1310,0	1934,0	1944,0	1938,0	2560,0	2575,0	2557,0	3065,0
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
57,5	55,5	57,0	57,0	56,0	55,8	56,0	56,0	56,0	56,3	57,0
2969,5	1251,5	1256,0	1253,0	1878,0	1888,2	1882,0	2504,0	2519,0	2500,7	3008,0
739,7	738,8	740,3	740,6	738,8	738,8	738,8	738,7	738,7	738,7	738,8
23,87	24,2	24,0	23,95	23,87	23,8	23,9	23,95	23,85	23,8	23,8
23,63	23,21	23,4	23,69	23,4	23,5	23,71	23,73	23,71	23,74	23,64
21,00	15,35	19,03	21,05	19,85	21,12	21,91	20,61	22,07	22,5	22,7
14,76	10,8	12,07	14,20	12,07	15,12	17,26	15,93	17,28	20,5	21,04
6,97	4,45	4,33	4,36	4,69	4,52	4,54	4,79	4,77	4,7	4,75
—	4,48	4,3	4,25	4,73	4,47	4,36	4,86	4,71	4,5	4,7
0,0873	0,0486	0,0462	0,0422	0,0567	0,0531	0,0497	0,0668	0,0622	0,0573	0,0766
91,27	95,14	95,38	95,78	94,33	94,69	95,03	93,32	93,78	94,27	92,34
381,4	381,7	375,6	379,4	383,4	386,4	390,2	388,6	391,4	394,3	386,8
375,5	374,7	370,9	374,2	378,6	381,0	384,8	382,9	386,1	390,9	385,3
380,4	380,7	374,6	378,4	382,4	385,4	389,2	387,6	390,4	393,3	385,8
—	236,3	224,7	223,9	235,9	235,0	236,2	238,7	242,3	241,8	237,4
42,5	31,2	30,7	30,7	34,3	33,1	32,0	37,3	36,0	34,4	40,1
—	6350	9370	12500	6380	9500	12550	6330	9500	12650	10400
—	6032	8901	11875	6061	9025	11923	6014	9025	12017	9880
1,4	0,79	1,19	1,3	0,97	1,59	2,41	2,67	2,74	2,54	2,43
11,1	4,37	4,18	3,72	6,21	6,08	6,08	9,37	8,78	7,9	9,45
15301	5151	3868	2730	7666	6441	5443	10476	9247	7894	11107
40,5	28,6	27,5	25	32,9	32	30,2	36,3	35	33,6	38
15207	5139	3860	2725	7637	6418	5427	10426	9207	7863	11047
24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
375	375	375	375	375	375	375	375	375	375	375
0,0715	0,0425	0,040	0,0365	0,0495	0,0465	0,043	0,057	0,053	0,0495	—
92,85	95,75	96,0	96,35	95,05	95,35	95,7	94,3	94,7	95,05	—

POMIAR		Odchylenia średnich wielkości, uzyskanych z pomiarów, od warunków gwarancyjnych											
		21	22	23	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Obciąż. nomin. . .		2/4	3/4	4/4	2/4	2/4	2/4	3/4	3/4	3/4	4/4	4/4	4/4
Obciążenie . .	w *kW*	+ 4,2	+ 1,0	+ 8,3	+ 1,5	+ 6,0	+ 3,0	+ 3,0	+ 13,2	+ 7,0	+ 4,0	+ 19,0	+ 0,7
	w %	+ 0,34	+ 0,05	+ 0,33	+ 0,12	+ 0,48	+ 0,24	+ 0,24	+ 0,7	+ 0,36	+ 0,21	+ 0,76	+ 0,03
Ciśnienie pary . .	w *ata*	+ 0,15	— 0,05	— 0,05	+ 0,2	0	— 0,05	— 0,13	— 0,2	— 0,1	— 0,05	— 0,15	— 0,2
dolotowej	w %	+ 0,62	— 0,21	— 0,21	+ 0,83	0	— 0,21	— 0,54	— 0,83	— 0,42	— 0,21	— 0,62	— 0,83
Temperat. pary dolotowej . . .	w °C	— 6,5	+ 1,9	+ 6,6	+ 5,7	— 0,4	+ 3,4	+ 7,4	+ 10,4	+ 14,2	+ 12,6	+ 15,4	+ 18,3
	w %	— 1,73	+ 0,5	+ 1,76	+ 1 52	— 0,11	+ 0,91	+ 1,97	+ 2,77	+ 3,92	+ 3,5	+ 4,11	+ 4,89

Jedynie temperatura pary dolotowej, jak zaznaczyliśmy, różniła się więcej, osiągając przy pomiarze Nr. 33 odchylenie 18,3°C, czyli 4,89°/₀.

Przeliczenie wyników pomiarów na warunki gwarancyjne oraz ostateczne rezultaty przedstawione są w tabeli IV [1]).

Odchylenia od warunków gwarancyjnych dla ilości pary pobieranej były tutaj nieco większe, niż przy turbinie I, co jest widoczne z następującej tabeli:

POMIAR		25	26	27	28	29	30	31	32	33
Pobieranie nominalne	*kg/h*	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000
Ilość pary pobieranej w czasie pomiar., przelicz. na warunki gwarancyjne . . .	*kg/h*	6102	8901	11946	6133	9187	12252	6182	9277	12425
Różnica . .	w *kg/h*	+ 102	— 99	— 54	+ 133	+ 187	+ 252	+ 182	+ 277	+ 425
	w %	+ 1,7	— 1,1	— 0,45	+ 2,22	+ 2,08	+ 2,1	+ 3,03	+ 3,08	+ 3,54

Odchylenie maksymalne wynosiło 3,54°/₀.

Obliczone na podstawie wyników tab. IV ogólne przekroczenie wyniosło dla turbiny II:

$$+\frac{1,29 - 2,598}{2} = -\ 0,654^{0}/_{0}$$

Tak więc pomiary odbiorcze turbozespołu II stwierdziły zużycie pary o 0,654°/₀ mniejsze od gwarantowanego umową.

Krzywe porównawcze rzeczywistego (przeliczonego) i gwarantowanego zużycia pary pokazane są na rys. 17. Widzimy stąd, że przy pracy z pobieraniem pary rzeczywiste (przeliczone) zużycie jest niższe od gwarantowanego, przekraczając je b. nieznacznie tylko przy obciążeniach w pobliżu pełnej mocy. Natomiast przy pracy czysto kondensacyjnej rzeczywiste zużycie pary jest nieco niższe od gwarantowanego tylko przy $^{2}/_{4}$ obciążenia; pozatem krzywa rzeczywistego zużycia pary przebiega wyżej, dając przy $^{3}/_{4}$ obciążenia największe przekroczenie ~ 3°/₀.

Na rys. 16 przedstawione są dla porównania krzywe gwarantowanej sprawności oraz sprawności, osiągniętej w warunkach pomiarów.

Próby przy przeciążaniu turbiny.

W celu ustalenia wysokości maksymalnej trwałej mocy, każda z turbin była obciążana do 3000 *kW* mocy efektywnej przy pracy czysto kondensacyjnej. Próba ta była prowadzona w ciągu przeszło godziny, i w tym czasie były prowadzone pomiary zużycia pary.

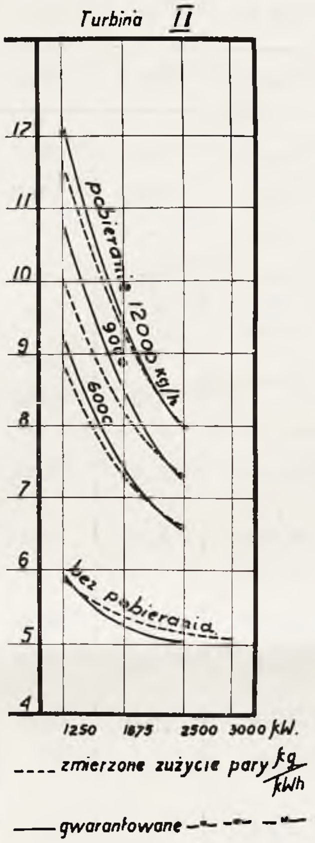
Dla turbiny I pomiar № 4 wykazał zużycie pary 4,956 *kg/kWh*, zaś dla turbiny II (pomiar № 24) zużycie pary w tych warunkach wyniosło 5,09 *kg/kWh*.

Prócz tego każda z turbin była przeciążana do takiej samej wysokości, lecz pracowała z pobieraniem pary; jednocześnie był prowadzony pomiar w celu ustalenia jakie najwięk-

[1]) Por. tabela IV, str. 198 i 199.

sze ilości pary można w tych warunkach pobierać z turbiny.

Pomiar ten, przeprowadzony dla I turbiny przy próżni 93,11%, wykazał maksymalną ilość pary pobieranej 6213 *kg/h* (pomiar № 15, tabela I). Dla turbiny II podczas analogicznego pomiaru przy próżni 92,34% maksymalnie osiągnięta ilość pobieranej pary wynosiła 9880 *kg/h*.



Rys. 17. Rzeczywiste i gwarantowane zużycie pary

Liczby te wskazują, że przy przekroczeniu normalnej mocy każdej z turbin, jej zdolność oddawania pary na fabrykację — maleje. Dla pierwszej turbiny, która przy miarodajnych badaniach wykazała mniejsze cyfry zużycia pary, zmniejszenie tej zdolności występuje w silniejszym stopniu.

Próby na przeciążenie nie były objęte umową i dlatego podane wyniki miały charakter nieobowiązujący.

Badanie działania regulacji.

Dla sprawdzenia działania regulatora bezpieczeństwa prowadzono turbinę luzem, obserwując ilość obrotów w chwili, gdy regulator bezpieczeństwa wyłączał dopływ pary do maszyny. Wyłączenie te następowało w pierwszej turbinie przy 3370 *obr/min*, t. j. przy podwyższeniu liczby obrotów o 11,5% ponad normalną. Przy drugiej turbinie regulator bezpieczeństwa działa przy 3340 *obr/min*, a więc przy przekroczeniu normalnej liczby obrotów o 10,5%.

Przeprowadzone następnie badania regulacji przy nagłych odciążeniach dały następujące wyniki:

TURBINA I.

obciążenia początkowe *kW*	odciążenie do *kW*	Zmiana liczby obrotów w %	
		przejściowa	stała
1250	0	2,25	1,0
2500	0	4,97	2,32

TURBINA II.

obciążenie początkowe *kW*	odciążenie do *kW*	Zmiana liczby obrotów w %	
		przejściowa	stała
1250	0	4,0	2,1
2500	0	7,8	3,1
2500	0	7,4	3,4

Praca równoległa.

Równoległa praca obu turbin przy obciążeniu 2350 *kW* i pobieraniu 12000 *kg/h* pary, jakoteż przerzucaniu z jednej turbiny na drugą obciążenia i pobierania pary w granicach od 0 do maksimum — nie wywoływały zmian w napięciu elektrycznem, ilości obrotów i ciśnieniu pary w przewodzie grzejnym, ani też nie powodowały żadnych wibracyj i rezonansów.

Badanie drgań.

Przy uruchamianiu i biegu obu turbin nie stwierdzono nadmiernych drgań. Jedynie przy turbinie I w czasie pomiaru № 5 zauważono znaczne wahania na manometrze za drugim automatem, połączone z pewnemi rezonansami w łożysku turbiny między kadłubami. Zjawisko te nie występowało zresztą w czasie innych pomiarów.

Prócz obserwacyj drgań i rezonansów w biegu obu turbin, przeprowadzono przy turbinie I badania drgań fundamentów, używając do tego celu wibrometru Schenka. Badania te wykazały największe odchylenia w płaszczyźnie poziomej, równe 0,0325 *mm*, zaś w płaszczyźnie pionowej — 0,0975 *mm*. Ta ostatnia wielkość, jakkolwiek nie przekracza zastrzeżonej wielkości, jest już dość znaczna.

T A B E

Wyniki pomiarów zużycia

P O M I A R		21	22	23
Obciążenie nominalne	w częściach całk. mocy	2/4	3/4	4/4
	kW	1250	1875	2500
Pobieranie pary (nominalne)	*kg/kWh*	0	0	0
Obciążenie użyteczne zmierzone	*kW*	1254,2	1876,0	2508,3
Gwarant. spadek adjabatyczny w obu kadłubach	*cal*	256,5	252,5	248,5
Spadek adjab. w obu kadłub. w warunk. pomiaru	*cal*	250,9	248,0	245,0
Gwarant. spadek adjab. w kadłubie W. P.	*cal*	—	—	—
Spadek adjabat. w kadłubie W. P. w warukach pomiaru . .	*cal*	—	—	—
Straty wylotowe w warunk. gwarancji	$\frac{Ac^2}{2g}_{gw}$	1,8	1,9	2,0
„ „ „ „ pomiaru	$\frac{Ac^2}{2g}_{zm.}$	1,6	1,5	1,6
Poprawka sprawności w zależności od temperatury wlotu . .	φ	0,996	1,000	1,002
Zużycie pary gwarantowane	*kg/kWh*	5,77	5,06	4,87
gwarantowane z 3% tolerancją dla pracy czysto kondesacyjnej	*kg/kWh*	5,94	5,21	5,02
gwarantowane po uwzględnieniu wahań obciążenia, zachodzących w ciągu danego pomiaru . . .	*kg/kWh*	5,96	5,23	5,03
skroplonej, określone drogą pomiarów . .	*kg/h*	7594	10289	13012
„ przeliczone na warunki gwarancyjne	*kg/h*	7396	10124	12869
pobieranej, określ. drogą pom.	*kg/h*	—	—	—
„ przeliczone na warunki gwarancyjne	*kg/h*	—	—	—
Nadmiar pary pobieranej w stosunku do warunków gwaranc.	*kg/h*	—	—	—
Przeliczony nadmiar pary pobieranej na parę skroploną	*kg/h*	—	—	—
pobieranej przeliczone i po odjęciu nadmiaru	*kg/h*	—	—	—
skroplonej, przeliczone i uzupełnione przeliczeniem nadmiaru pary pobieranej . . .	*kg/h*	7396	10124	12869
całkowite rzeczywiste (po wszystkich przeliczeniach)	*kg/h*	7396	10124	12869
„ „ „ . . .	*kg/kWh*	5,89	5,39	5,13
Przekroczenie rzeczywistego (przeliczonego) zużycia pary w stosunku do gwarancji	*kg/kWh*	— 0,07	+ 0,16	+ 0,1
„ „ „ „ „ „ . .	%	— 1,17	+ 3,06	+ 1,98
Średnie przekroczenie	%		+ 1,29	
Sprawność termodynamiczna gwarantowana	$\eta_{e.gw.}$	0,646	0,73	0,758
„ „ z pomiarów	$\eta_{e.zm}$	0,632	0,679	0,713

L A IV.

pary dla turbozespołu II.

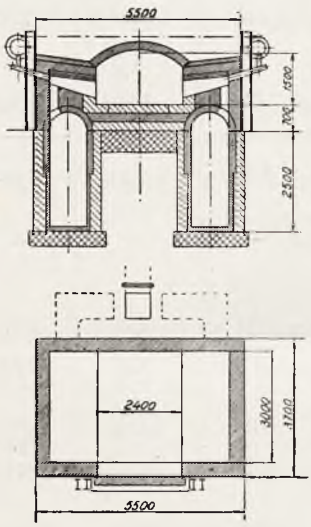
24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
6/5	2/4	2/4	2/4	3/4	3/4	3/4	4/4	4/4	4/4
3000	1250	1250	1250	1875	1875	1875	2500	2500	2500
0	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000
2969,5	1251,5	1256,0	1253,0	1878,0	1888,2	1882,0	2504,0	2519,0	2500,7
245,0	259,5	261,0	263,5	255,0	257,0	259,0	251,0	253,5	255,0
241,5	257,5	257,5	261,0	253,0	255,5	259,0	250,5	252,5	256,0
—	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5	100,5
—	101,5	100,5	101,0	101,5	102,0	103,0	103,0	103,0	103,5
2,2	1,9	1,8	1,6	1,8	1,8	1,7	2,0	1,9	1,8
1,5	1,6	1,6	1,5	1,6	1,6	1,7	1,3	1,5	1,6
1,002	1,002	1,000	1,001	1,002	1,003	1,003	1,003	1,004	1,004
—	9,22	10,87	12,26	7,42	8,45	9,38	6,52	7,24	7,94
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	9,25	10,91	12,3	7,43	8,48	9,39	6,54	7,27	7,97
15207	5139	3860	2725	7637	6418	5427	10426	9207	7863
15131	5118	3810	2703	7599	6405	5438	10468	9215	7934
—	6032	8901	11875	6061	9025	11923	6014	9025	12017
—	6102	8901	11946	6133	9187	12252	6182	9277	12425
—	+ 102	— 99	— 54	+ 133	+ 187	+ 252	+ 182	+ 277	+ 425
—	+ 39	— 40	— 20	+ 52	+ 73	+ 98	+ 73	+ 110	+ 167
—	6000	9000	12000	6000	9000	12000	6000	9000	12000
15131	5157	3770	2683	7651	6478	5536	10541	9235	8101
15131	11157	12770	14683	13651	15478	17536	16541	18325	20101
5,09	8,91	10,17	11,72	7,27	8,19	9,31	6,60	7,27	8,04
—	— 0,34	— 0,74	— 0,58	— 0,16	— 0,29	— 0,08	+ 0,06	0	+ 0,07
—	— 3,68	— 6,78	— 4,71	— 2,15	— 3,42	— 0,85	+ 0,91	0	+ 0,88
					— 2,598				
0,76	0,59	0,536	0,445	0,686	0,646	0,594	0,743	0,721	0,686
0,728	—	—	—	—	—	—	—	—	—

KONRAD KORNFELD, inż.-metalurg.

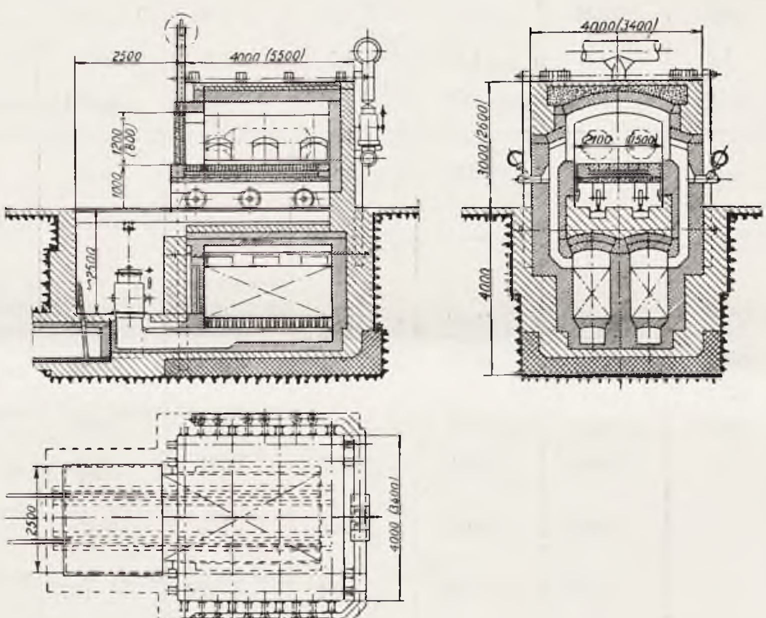
NOWOCZESNE PIECE CIĘŻKIEJ KUŹNI[1])

Ciężkie przedmioty, wyrabiane z wysoko-wartościowej stali należy przed kuciem nagrzewać z zachowaniem przepisanych ostrożności. O wyborze pieca decydować musi nietylko jego sprawność termiczna, ale często przedewszystkiem możność pracy obojętnym płomieniem, dobra regulacja temperatury i łatwość utrzymywania stałego nagrzania. Jeżeli wchodzi w grę przeróbka wlewków cięższych od 1 do 2 ton, musimy wymagać od pieca, by dał się szybko i łatwo załadować i rozładować. Ustawienie maszyny ładującej wlewki jest stosunkowo łatwe, natomiast rozładowanie pieca specjalną maszyną jest wyciąganie wlewka z pieca upraszcza się, gdyż wyciąga się wózek trzonowy ręczną dźwigarką, poczem kleszczami, zawieszonemi na suwnicy chwyta się wlewek. Promieniowanie trzona nie utrudnia pracy bardziej niż promieniowanie otwartego pieca o trzonie stałym. Promieniowanie trzona chroni wlewek od zbyt szybkiego stygnięcia.

Rys. 1 przedstawia regeneratywny piec na 5-tonowe wlewki. Głowice pochylono ku trzonowi, by skierować spaliny ku dołowi wlewka, od którego odbite gazy kierują się pod sklepienie i następnie do głowicy odlotowej. Piec ten powinien być w ten sposób



Rys. 1



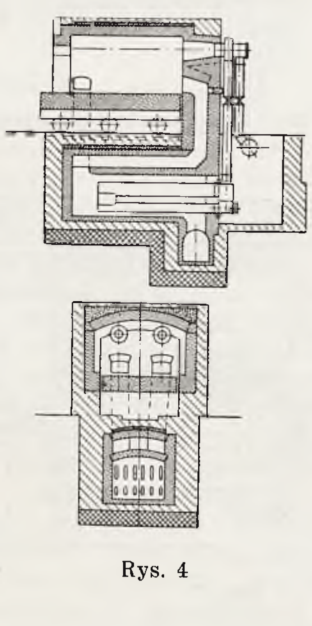
Rys. 2

utrudnione. Ustawienie samej maszyny i zharmonizowanie jej pracy z obsługującemi kuźnię suwnicami nie jest łatwe, a przytem urządzenie jest mało wyzyskane ze względu na długi czas trwania kucia. Jeżeli niema specjalnego urządzenia, wyciąga się wlewek z pieca hakiem, zaczepionym na suwnicy, poczem odłącza się linę z hakiem od suwnicy i chwyta się wlewek kleszczami, które zawiesza się na tej samej suwnicy. Jednorazowa obserwacja tego rodzaju wyciągania wlewka wystarcza, by przekonać się o niedogodności tego pierwotnego sposobu. Operacja wyciągania wlewków trwa długo i wlewek stygnie w tym okresie najszybciej, gdyż różnica między jego temperaturą a otoczenia jest w tym czasie największa. Jeżeli zastosujemy piece o trzonie wózkowym, wtedy uzgodniony z pracą tłoczarki, by wlewek przed kuciem znajdował się po stronie głowicy ogrzewającej powietrze. Piec, przedstawiony na rys. 2 przeznaczony jest do ogrzewania wlewków 8-mo i 5-o tonowych (wymiary w nawiasach). W tej konstrukcji skierowano wyloty głowic dyszowato ku sklepieniu, którego promieniowanie stanowi znaczną część oddawanego wlewkom ciepła. Piec posiada 6 głowic, dzięki czemu można regulować zasuwami w ich przelotach dopływ i odpływ gazu, a więc zarazem i równomierność nagrzania przestrzeni roboczej. Do obu

[1]) Referat z 5-go Zjazdu Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich w Warszawie od 9-go do 11-go maja 1931 r.

pieców na rys. 1 i 2 doprowadza się gaz rurociągami do głowic.

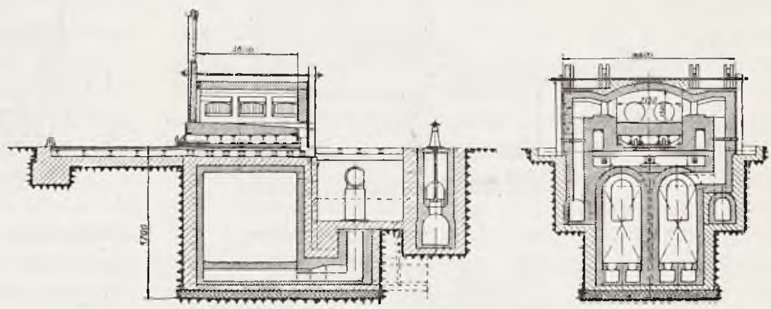
Rys. 3 przedstawia piec regeneratywny, w którym głowice uchodzą do komór spalania, oddzielonych od przestrzeni roboczej pieca ścianą kratową. Gaz przechodzi przelotami, z których każdy osobno daje się regulować i łączy się w komorze spalania z powietrzem z regeneratora. Komory spalania pozwalają osiągnąć równomierną temperaturę spalin, zaś jako odloty spalin przyczyniają się do równomierności odpływu gazów z pieca. Umieszczone w każdym przelocie powietrznym i gazowym zasuwy pozwalają posunąć precyzję regulacji temperatury do granic tolerancji kilku stopni. Piece przedstawione na rys. 1 i 2 narażone są na zalanie rynien uszczelniających żużlem, który usunąć można w całości tylko z wyciągniętego z pieca wózka trzonowego. Piec na rys. 3 posiada trzon pochylony w kształcie koryta uchodzącego ku specjalnemu otworowi przez który można ściągnąć żużel i oczyścić wlewki. Duże komory regeneratorów podrażają piec, lecz równocześnie przyczyniają się do równomierności nagrzania i pozwalają rzadziej zmieniać kierunek biegu pieca bez wyraźnego wpływu na temperaturę. Stosowanie komór

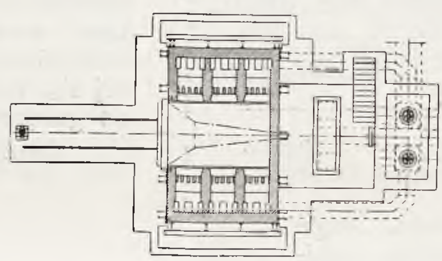


Rys. 4

spalania spełnia zadanie zupełnego spalenia gazu bez nadmiaru powietrza i w ten sposób wpływa korzystnie i na sprawność pieca i czystość powierzchni wlewka.

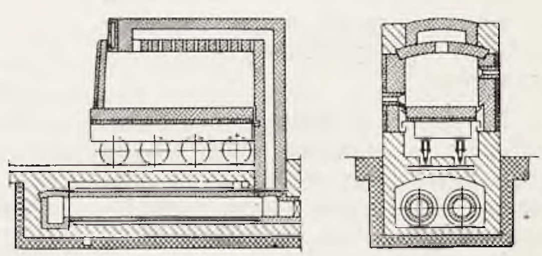
Piece regeneratywne pracują wyżej ogrzanem powietrzem niż piece rekuperatywne; posiadają one wyższą sprawność i łatwiej utrzymują stałą temperaturę, jeżeli posiadają dostatecznie duże komory i odpowiednio obliczony czas trwania okresu. Jednakowoż w kuźniach, pracujących obok tłoczarek i młotami, zwłaszcza spadowemi, kraty regeneratorów kruszą się, a nawet całe załamują się, zatamowując ciąg. Rekuperator z cegieł





Rys. 3

często nie wytrzymuje kilku tygodni. Z tego powodu w kuźniach, gdzie obok tłoczarek, lub w małej odległości od hali tłoczarek pracują młoty p o w y ż e j dwóch ton ciężaru opadu chętniej stawia się piece z metalowemi rekuperatorami. Najdawniej stosowano rekuperatory z żeliwa hematytowego, osiągano jednak często tak wysoką temperaturę spalin, że u wylotu do palnika żeliwo zaczynało się topić i rekuperator niszczył się. Rys. 4 przed-

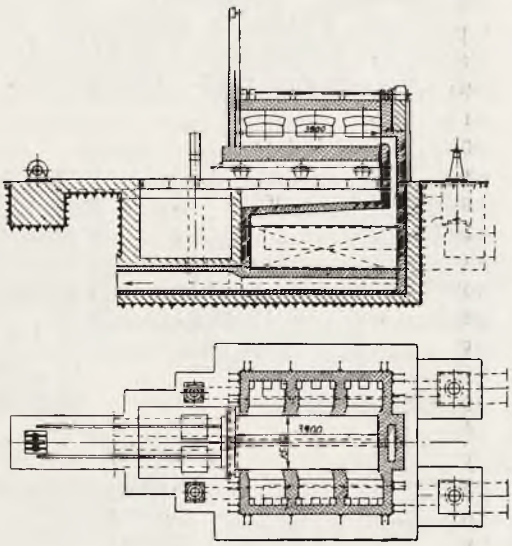


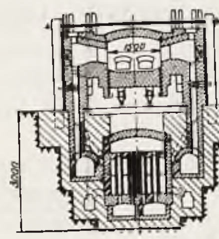
Rys. 5

stawia piec z rekuperatorem ze stali ognioodpornej. Rozwiązania takiego zbytnio polecać nie można. Piec posiada coprawda wysoką sprawność jednakowoż mimo to, że wybrano przekrój o dużym momencie oporu, gięcie się rur w temperaturze powyżej 1000° może zniszczyć rekuperator. Piec opalają dwa palniki na gaz sprężony do 300 *mm* sł. wody, powietrze doprowadza się dmuchawą. Piec jest prawie 3 razy tańszy od przedstawionego na rys. 3, jednak zużycie się rekuperatora i zwią-

zane z tem przerwy pracy stanowią poważną wadę.

Rys. 5 podaje piec o rekuperatorze stalowym, wyłożonym od strony przepływu spalin cegłą ogniotrwałą. Równomierność ogrzewu starano się w tym piecu osiągnąć odciągiem spalin przez sklepienie. Długa droga spalin do rekuperatora obniża sprawność pieca, a przytem osłabiono sklepienie, które w sąsiedztwie ciężkich młotów i tak rzadko kiedy wytrzymuje dłużej od kilku miesięcy. Ta wada zdaje się przemawiać za innym warjantem tego pieca, w którym spaliny odciąga się pod przyczółkami sklepienia, zaś równomierność nagrzania wsadu osiąga się użyciem wyższego ciśnienia gazu.



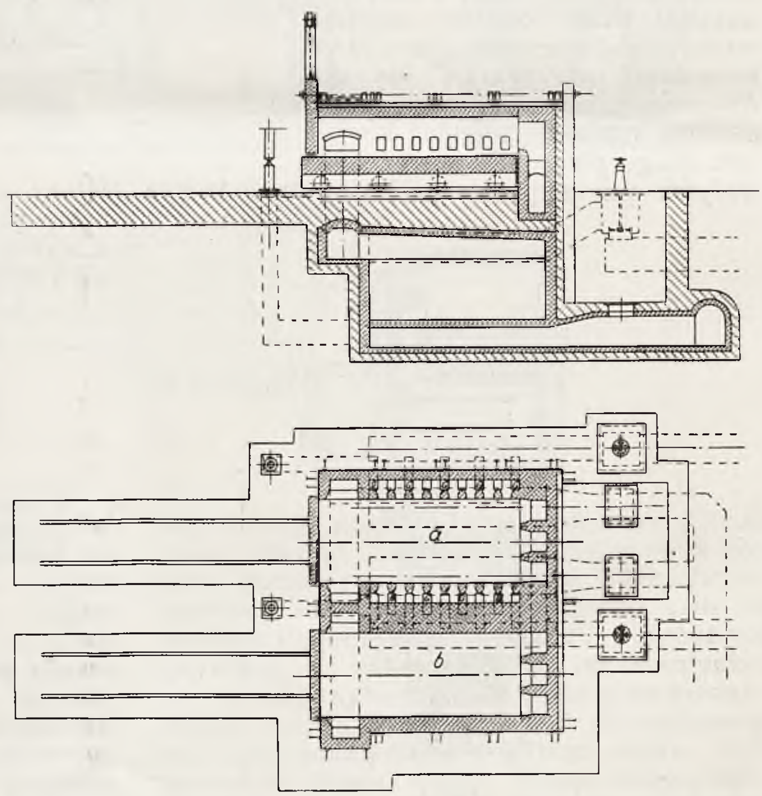


Rys. 6

Na rys. 6 podano piec z rekuperatorem o pionowo ustawionych rurach żeliwnych wyłożonych szamotą od strony, po której przepływają spaliny. Piec skonstruowany z myślą o jaknajwiększem wyzyskaniu naturalnego opadania stygnących, a podnoszenia się ogrzewanych gazów posiada małe opory wewnętrzne i nie wymaga dużego komina, mimo dużej powierzchni ogrzewalnej rekuperatora. Gaz i powietrze dochodzą do pieca oddzielnemi, zgrupowanemi przelotami. Na każdą grupę wypada jeden przelot gazowy i dwa powietrzne. Spalanie następuje w dyszach (zarazem grupach przelotów) o wylotach skierowanych w kierunku przeciwnym odciągowi do komina. Piec ten odznacza się dużą powierzchnią rekuperatora i z nią związaną niską temperaturą kominową. Regulacja każdego oddzielnego przelotu ułatwia otrzymanie bardzo równomiernej temperatury nagrzania.

O ile stalownia nie może dostarczać kuźni gorących jeszcze wlewków, rośnie czas nagrzewania wlewka z górą dwukrotnie. Najczęściej nie można wlewków ładować w ogrzany do normalnej temperatury piec. Istnieją bowiem obawy czy zmiany objętościowe, związane z przemianą allotropową żelaza, a zachodzące w dużych wlewkach w bardzo różnym czasie, nie spowodują zbyt znacznych naprężeń i pojawienia się rys. Struktura dendrytyczna wlewka i segregacja składników sprzyjają powstawaniu rys, jeżeli przemiany objętościowe zachodzą szybko, gwałtownie i nierównocześnie w całej masie wlewka. Dlatego **wskazane** jest ogrzanie wlewka na wskroś najpierw do temperatury nieco powyżej A_{c1} i dopiero następnie przeniesienie go do gorętszego pieca.

Oszczędność na paliwie i kosztach za-



Rys. 7

kładowych można osiągnąć, nagrzewając wlewki zamiast w dwuch piecach w jamie grzewczej, ogrzewanej spalinami odlotowemi pieca kuźniczego lub w piecu dwukomorowym.

Rys. 7 przedstawia piec dwukomorowy o rekuperatorze pionowym, konstrukcji analogicznej jak na rys. 6, lecz o większej powierzchni ogrzewalnej. Spalanie odbywa się za ścianami kratowemi komory wysokich temperatur, z których część spalin uchodzi przelotami u drzwi pieca do rekuperatora, druga część uchodzi przelotami w tylnej ścianie pieca do kanału, prowadzącego do wylotów do komory niskich temperatur. Po przejściu drugiej komory uchodzą spaliny do kanału zbiorczego a z niego, połączone ze spalinami komory wysokich temperatur przez rekuperator do komina. Rekuperator ogrzewa się zatem spalinami, z obu komór dając niższą temperaturę podgrzania powietrza niż w piecu na rys. 6. Komora wysokich temperatur ogrzewa się równomiernie, gdyż reguluje się odloty po obu stronach wózka jak najdokładniej. W komorze niskiej temperatnry nagrzanie jest mniej równomierne lecz nie odgrywa to zbyt wielkiej roli. Piec posiada rekuperator dzielony, którego każdą część połączono osobnym kanałem z czopuchem. Dławieniem ciągu w kanałach reguluje się ilość i szybkość odpływających danym przelotem spalin, a w ten sposób otrzymuje się w obu częściach rekuperatora tę samą temperaturę podgrzania powietrza.

Wnioski.

Łatwość wydobywania wsadu z pieca przemawia za stosowaniem pieców z trzonem wózkowym w kuźni przerabiającej ciężkie wlewki. Piece regeneratywne, jako sprawniejsze i łatwiejsze w regulacji nadają się lepiej od innych do nagrzewania stali specjalnych. W pobliżu ciężkich młotów, zwłaszcza spadowych grozi krata regeneratora zawaleniem przelotu odciągowego, względnie dopływu powietrza. Wobec tego w wypadku sąsiedztwa młotów lepiej stosować piece z rekuperatorami metalowemi. Nie chroniony od działania gorących spalin rekuperator niszczy się szybko, dlatego korzystniej z stratą na sprawności pieca pracować piecami o rekuperatorach metalowych, wyłożonych od strony spalin wyprawą ogniotrwałą. Równomierną temperaturę nagrzania osiąga się, stosując dużą ilość wlotów gazu i wylotów spalin. Wskazane jest umieszczanie zasuw w każdym przelocie w celu ułatwienia regulacji temperatury i jej równomierności. Trzon należy konstruować w ten spobób, by można go było łatwo oczyścić z żużla oraz tak, żeby żużel nie zalewał rynien piaskowych, uszczelniając trzon względem ścian pieca.

Inż. IGNACY GRUSZCZYŃSKI.

W SPRAWIE PROJEKTU NOMENKLATURY NOWEJ TARYFY CELNEJ, DOTYCZĄCEJ KOTŁÓW PAROWYCH I ICH CZĘŚCI

Wobec będących w toku prac nad ustaleniem nomenklatury taryfy celnej oraz stawek, uważamy za pożyteczne zwrócenie uwagi na niedostateczne zróżniczkowanie pozycyj 1045—1046 w grupie 67, obejmującej między innemi kotły parowe i ich części.

Przewodnią myślą przy układaniu nomenklatury jest ugrupowanie w jednej pozycji przedmiotów o charakterze pokrewnym, jednakowej mniej więcej wartości przy przeliczeniu na 100 *kg*. wagi, by wyznaczona stawka celna dawała zamierzone dostateczne zabezpieczenie wytworom przemysłu, podpadającym pod tę pozycję.

Według pozycji 1046, obejmującej „kotły parowe rurkowe", będą clone kotły płomieniówkowe oraz opłomkowe (wodnorurkowe).

Ugrupowanie to, przeniesione bez zmiany z obowiązującej obecnie taryfy, do pewnego stopnia dotąd racjonalne, staje się w miarę postępu w budowie kotłów parowych sprzeczne z założeniami taryfy celnej, gdyż obejmować będzie przedmioty o znacznie różniącej się wartości jednostkowej (—100 *kg*).

Rozwijająca się z każdym rokiem budowa kotłów parowych wodnorurkowych wysokoprężnych wytworzyła nową wartość jednostkową, niemieszczącą się w projektowanym układzie nomenklatury celnej.

Wartość 100 *kg* powyższych kotłów jest kilkakrotnie wyższa od wartości tejże wagi zwykłych kotłów wodnorurkowych, dotychczas powszechnie stosowanych, stawka więc, wyznaczona dla grupy kotłów parowych rurkowych, stanowić będzie dostateczne zabezpieczenie celne dla kotłów płomieniówkowych, mniejsze, lecz możliwe, dla kotłów wodnorurkowych, lecz będzie małym odsetkiem ad valorem dla kotłów wodnorurkowych wysokoprężnych.

Tem się też tłomaczy wzrastający w ciągu ostatnich kilku lat przywóz z zagranicy kotłów parowych wysokoprężnych i to dużych jednostek (do 1000 m. kw. pow. ogrzew.), ułatwiony przez istnienie dla Czechosłowacji, a z nią i dla innnych państw, korzystających z zasady największego uprzywilejowania, zniżk. konwencyjnej w wysokości ok. 20% (cło koni wencyjne *zł.* 56.10, normalne *zł.* 71.50), co

sprowadza dla tej kategorji kotłów opłatę celną, w znikomym będącą stosunku do ceny kotła.

W Nr. 8 *Techniki Cieplnej* z roku bieżącego zwracaliśmy uwagę na wzrastający przywóz z zagranicy, który osiągnął w roku 1928 kwotę zł. 1.812.000, malejący w latach następnych z powodu pogarszających się warunków gospodarczych.

W dziedzinie budowy kotłów parowych produkcja krajowa jest nietylko samowystarczalna, lecz możnaby mówić raczej o zdolności produkcyjnej wytwórni krajowych, przerastającej znacznie potrzeby rynku; w dziedzinie budowy kotłów wysokoprężnych produkcja zakładów przemysłowych, jak H. Cegielski, Zieleniewski - Fitzner - Gamper może pokryć zapotrzebowanie; przywóz więc nie powinien mieć miejsca.

Produkcja krajowa kotłów wysokoprężnych winna posiąść w nowej taryfie dostateczne zabezpieczenie celne, co stwarza konieczność wydzielenia z pozycji 1046, obejmującej „kotły parowe rurkowe", kotłów wodnorurkowych oraz kotłów wodnorurkowych wysokoprężnych.

Istnieje jednak trudność natury technicznej odróżnienia kotła parowego wodnorurkowego wysokoprężnego od zwykłego na podstawie cech zewnętrznych dla nieprzygotowanych do tego urzędów celnych, co może być wysuwane jako argument, uniemożliwiający wprowadzenie do taryfy celnej podobnego zróżniczkowania kotłów rurkowych. Nie może to być jednak przeszkodą choćby ze względów gospodarczych, w przeciwnym razie produkcja ta, niechroniona odpowiedniej wysokości cłem, z natury rzeczy kurczyć się będzie jako nierentująca się, zagranica zaś z biegiem czasu opanuje rynek.

Obecnie obowiązująca taryfa celna już przy opracowaniu uznana została za tymczasową, przetrwała jednak przeszło lat dziesięć. Prace nad nową taryfą trwają od kilku lat, a wprowadzenie jej w życie wymagać będzie dłuższego czasu wobec potrzeby poczynienia ewentualnych zmian w stawkach, jakie życie wysunie w pierwszych miesiącach jej działania, jak również wobec ewentualnej konieczności wymówienia zawartych już traktatów handlowych i zawarcie innych na podstawie nowej taryfy celnej.

Technika celna musi iść naprzód, względy więc, o których wyżej pisaliśmy, nie mogą być brane w rachubę w imię gospodarczych interesów kraju.

Przywóz kotłów parowych wysokoprężnych ma miejsce tylko z wysokouprzemysłowionych państw, może więc być kierowany do odprawy celnej do ściśle określonych punktów celnych, gdzie taryfikacja odbędzie się przez odpowiednio wyszkolony personel techniczny.

Analogiczna sprawa, a mianowicie zróżniczkowanie stali w zależności od wysokości uszlachetnienia i wytrzymałości w kg/mm^2, została przez praktykę celną od kilku lat pomyślnie rozwiązana, co stało się podstawowym warunkiem rozwoju produkcji stali krajowej, a wyparcia z rynku — zagranicznej. Wprowadzone do obecnej taryfy celnej klauzule dają możność clenia stali w zależności od wysokiej jej wartości, dopuszczając nawet laboratoryjne badania dla określenia jej składu chemicznego oraz wytrzymałości. W projekcie nowej nomenklatury stawki celne dla stali szlachetnej są nawet uzależnione od procentowej ilości składników takich, jak nikiel, chrom, wanad, tytan i t. p. (poz. 942).

Sprawa więc clenia kotłów parowych w zależności od ich konstrukcji i właściwości sprowadza się do sprecyzowania przez zainteresowane zakłady przemysłowe takich cech charakterystycznych, na podstawie których odnośne urzędy celne będą mogły prawidłowo zataryfikować kotły. Sposobność do wprowadzenia do nowej taryfy celnej proponowanego podziału nie może być w myśl wyłuszczonych wyżej przesłanek pominięta.

W myśl zasady, że w jednej pozycji taryfy nie mogą mieścić się wyroby niejednakowej wartości jednostkowej, należy, zdaniem naszem, z pozycji 1046 pozatem wydzielić w osobną pozycję — przegrzewacze, jako przedmioty większej wartości jednostkowej od kotłów parowych, oraz podgrzewacze, nawet z rurami żeliwnemi. (niższej)

Reasumując, otrzymalibyśmy następującą redakcję omawianego działu:

pozycja	1045	—	kotły parowe płomienicowe (nierurkowe), również z przegrzewaczami,
„	1046	—	kotły parowe płomieniówkowe, oprócz osobno wymienionych, również z przegrzewaczami,
„	nowa	—	kotły parowe opłomkowe (wodnorurkowe), oprócz osobno wymienionych, również z przegrzewaczami,
„	nowa	—	kotły parowe opłomkowe (wodnorurkowe) wysokoprężne, również z przegrzewaczami,
„	„	—	przegrzewacze do kotłów parowych (w oddzielnych transportach),
„	„	—	podgrzewacze do kotłów parowych, nawet z rurami żeliwnemi.

Zadaniem zainteresowanych wytwórni byłoby wypośrodkowanie odpowiednich stawek na podstawie posiadanego materjału z własnej jak i zagranicznej produkcji.

Gdyby podział ten odnośnie kotłów wysokoprężnych z tych czy innych względów nie dał się zrealizować, należy jedną pozycją objąć kotły parowe wodnorurkowe, wyznaczając

stawkę celną według wartości kotłów droższych. Aczkolwiek stawka ta dla kotłów wodnorurkowych zwykłych byłaby ad valorem za wysoka, to jednak nie przedstawiałaby niebezpieczeństwa wyzyskania jej na niekorzyść konsumenta wobec istnienia poważnej wzajemnej konkurencji wytwórni, budujących kotły parowe; ewentualnie wysokość jej mogłaby być zniwelowana do granicy gospodarczo usprawiedliwionej przez udzielenie odpowiedniej zniżki konwencyjnej na kotły zwykłe wodnorurkowe przy zawieraniu traktatów handlowych.

Przy wyznaczaniu stawek celnych na skrzynki sekcyjne kotłów wodnorurkowych (pozycja 1048) oraz na części kotłowe osobno niewymienione, jak to: dna wygięte, siodła do kotłów i t. d. (pozycja 1049), należałoby kierować się założeniem, że w tej dziedzinie istnieje całkowita samowystarczalność, wobec czego odnośna produkcja krajowa powinna otrzymać zabezpieczenie celne, choćby to było z uszczerbkiem dla wytwórni, montujących kotły parowe z części, sprowadzanych z zagranicy.

Walczaki do kotłów wysokoprężnych z niską stawką celną, jako w kraju niewyrabiane, powinny być zamieszczone w tym samym dziale, jak i kotły parowe.

— — — — — — — — — — — — — —

Zagadnienie zabezpieczenia celnego dla armatury do kotłów parowych wiąże się z powyżej zamieszczonemi wywodami, wobec czego notujemy kilka uwag odnośnie projektu nomenklatury, obejmującej i te wyroby.

W Nr. 8 *Techniki Cieplnej* przytoczyliśmy dane liczbowe, dotyczące przywozu z zagranicy armatury „śpiżowej", jak również — armatury żeliwnej, żelaznej i stalowej, objętej pozycją 167 p. 30 lit. „a" i „b" obecnej taryfy celnej. Przywóz armatury trzech ostatnich kategoryj wyniósł w roku 1929 poważną kwotę zł. 5.327.000, wykazując od roku 1926 wybitną tendencję zwyżkową pomimo istnienia szeregu wytwórni o zdolności produkcyjnej, przerastającej potrzeby rynku.

Obecne stawki celne nie wpływały na kształtowanie się cen na rynku wewnętrznym wobec ostrej wzajemnej konkurencji, dla zagranicznych zaś nie stanowiły barjery, tamującej opanowywanie rynku, wskutek wadliwego zgrupowania przedmiotów niejednakowej wartości jednostkowej w jednej pozycji i niskiej stawki celnej.

W pozycji 167 p. 30 lit. „b" mamy armaturę „żelazną i stalową", objętą jednakową stawką. Stawka — odpowiednia dla armatury „żelaznej", stanowi mały odsetek wartości armatury stalowej, a już w znikomym będzie stosunku do wartości armatury do wysokich ciśnień, wykonanej z cennego materjału, jakim jest odlew niklowo-stalowy, chromo-niklowo-stalowy i t. p., kilkakrotnie droższy od zwykłego staliwa.

W miarę rozwoju budowy kotłów wysokoprężnych wzrastało zapotrzebowanie na armaturę stalową (stopową) i pokrywane było za granicą pomimo istnienia pewnej produkcji w kraju (H. Cegielski).

Celem więc uratowania miljonów złotych dla przemysłu, należy oprzeć się na nowym układzie tej pozycji, różniczkując stawki według wartości materjału, z jakiego dana armatura została wykonana.

W projekcie nowej nomenklatury (pozycja 1044 p. 2) widzimy tem sam układ, jak w obecnie obowiązującej taryfie, wyznaczenie jednakowej stawki dla trzech kategoryj armatury, wielce różniących się pod względem wartości jednostkowej (100 *kg*), nie może być gospodarczo usprawiedliwione.

Zróżniczkowanie tej pozycji przy wyznaczeniu odpowiednich stawek w myśl wyżej wyłuszczonych wywodów da szerszą podstawę do rozwinięcia produkcji armatury staliwnej do niskich i wysokich ciśnień.

Posiadamy w kraju szereg pieców elektrycznych, liczne zakłady przemysłowe poszukują artykułów dla swej produkcji, wytrącenie więc zagranicy choćby połowy obrotu w tej dziedzinie byłoby dla przemysłu b. korzystne.

I tutaj nasuwają się trudności rozpoznania na komorze celnej rodzaju armatury. Trudności te przez postawienie techniki celnej na odpowiednim poziomie powinny być przełamane, w przeciwnym razie miljony złotych będą wywożone za granicę, jak to ma miejsce obecnie.

Winny być opracowane określenia technologicznych własności i cech konstrukcyjnych dla wymienionych kategoryj armatury celem prawidłowej taryfikacji.

Wobec powyższego w pozycji 1044 należałoby punkt drugi powtórzyć trzykrotnie,— raz *dla armatury żelaznej (staliwnej o małej zawartości węgla), staliwnej, wreszcie specjalnej* staliwnej (stopowej) do wysokich ciśnień, z wyznaczeniem stawek, w odpowiednim stosunku będących do wartości.

Zamieściliśmy powyższe wywody w tem rozumieniu, że rozważenie poruszonych zagadnień przez zainteresowane czynniki może przyczynić się do najkorzystniejszego dla przemysłu rozwiązania.

PRZEGLĄD KSIĄŻEK

Nowy podręcznik hydromechaniki technicznej inż. A. T. Troskolańskiego.

Powojenna polska literatura techniczna posiada już szereg podręczników hydromechaniki, a mianowicie:

1) Feliks Kucharzewski (obecnie profesor honorowy historji mechaniki w Politechnice Warszawskiej) „Hydraulika. Kurs szkoły politechnicznej dla inżynierów i mechaników“. Warszawa r. 1918

2) Prof. Czesław Witoszyński. Scripta wykładów hydrauliki na wydz. mechanicznym Politech. Warsz. (Litograf. wydanie Tow. Bratn. pomocy) Wyd. 3 r. 1924.

3) Adam Tadeusz Troskolański. „Hydromechanika“ z przedmową prof. M. Hubera. Lwów r. 1925.

4) Prof. Ignacy Radziszewski. Wykład hydrauliki na wydziałach inż. lądowej i inż. wodnej Politechniki Warsz. (Litograf. wydanie Twa. Brat. pomocy) r. 1927.

Są to wszystko podręczniki stojące na wysokim poziomie akademickim; pierwsze trzy wymagają nawet znajomości mechaniki analitycznej. Najbardziej dostępnym dla szerszego ogółu techników jest podręcznik prof. Radziszewskiego. Zawiera on wiele cennych wiadomości praktycznych, np. w sprawie obliczania oporów hydraulicznych, obliczania rurociągów i t. p., nie rozpatruje jednak najnowszych teoryj hydrodynamiki, gdyż nie znalazły one jeszcze zastosowania w budownictwie wodnem. Znajomość jednak tych teoryj potrzebna jest tym technikom, którzy pragną zapoznać się z nowoczesnemi teorjami przenoszenia ciepła prof. Nusselta, gdyż znajdują one obecnie coraz szersze zastosowanie w ogrzewnictwie przemysłowem.

Brak więc nam było dotychczas popularnego podręcznika hydromechaniki technicznej, któryby jednak uwzględniał najnowsze teorje tej nauki. Lukę tę w naszej literaturze technicznej do pewnego stopnia wypełnia nowy podręcznik opracowany przez inż. mech. Adama Tadeusza Troskolańskiego (autora wyżej wymienionej „Hydromechaniki“), współpracownika naukowego Głównego Urzędu Miar p.t.: „Wybrane działy hydromechaniki w przystępnym zarysie“. Jest to tom I „Podręcznika dla sprawdzających wodomierze“ [1]).

Jak widać z tytułu, podręcznik ten przeznaczony jest przedewszystkiem do specjalnych celów praktycznych; autor jednak potraktował swe zadanie znacznie szerzej, wskutek czego z treści podręcznika korzystać może każdy technik, który pragnie zapoznać się z hydromechaniką. W podręczniku tym autor posiłkuje się matematyką elementarną; stosuje on niekiedy znak różniczki, lecz jedynie jako symbol, więc podręcznik czytać mogą technicy bez wyższego wykształcenia, jak również i starsi chemicy, którzy wyższej matematyki nie studjowali.

We wstępie autor podaje najważniejsze własności fizyczne cieczy, układ miar stosowanych w hydromechanice technicznej, krótką historję rozwoju hydromechaniki i hydrauliki. Część pierwszą podręcznika stanowi skrót podstawowych wiadomości z mechaniki ogólnej, a mianowicie: algebra wektorów, geometrja ruchu (t. j. kinematyka), podstawy dynamiki (prawa Newtona), działanie siły ciężkości, momenty, krótka statyka z uwzględnieniem zasadniczych metod graficznych, praca i energja, kinetyka punktu materjalnego, kinetyka układów materjalnych (prawo d'Alembert'a). Są to wiadomości pożyteczne dla wszystkich techników, którzy będąc zaabsorbowani swą pracą zawodową, stracili już kontakt z teoretycznemi podstawami nauk technicznych; jednak ze względu na dalszą treść I tomu „Podręcznika“ dział ten mógłby być znacznie skrócony.

Część drugą stanowi wykład hydrostatyki. W dziale tym oprócz takich wiadomości zasadniczych, jak prawa Pascala i Archimedesa, teorja prasy hydraulicznej, objaśnienie paradoksu hydrostatycznego i t. p., autor podaje jeszcze teorję manometrów rtęciowych, omawia napięcie powierzchniowe, włoskowatość, adhezję, kohezję, meniski.

Część trzecia poświęcona jest dynamice cieczy, a więc przedewszystkiem dynamice cieczy doskonałych. Zawiera ona prosty wykład równania Daniela Bernoulli'ego oparty na prawie zachowania energji oraz najważniejsze zastosowania tego równania, a mianowicie zastosowania do wodomierza Venturi'ego oraz do wyprowadzenia wzoru Toricelli'ego. Następnie autor przechodzi do zjawisk zwężenia przekroju prądu podczas wypływu cieczy ze zbiorników przez otwory i przystawki, t. j. podczas t. zw. ruchu swobodnego. Wychodzi on z założenia (str. VI przedmowy), że w wypadkach tych wpływ ścianek może być pominięty, a zatem do ruchu tego mogą być stosowane prawa dynamiki cieczy doskonałych.

W części czwartej autor podaje nowoczesne teorje dynamiki cieczy rzeczywistych, a więc teorję ruchu laminarnego (t. j. uwarstwionego), prawo hydrodynamicznego podobieństwa Reynolds'a, podstawy fizyczne hypotezy ruchu burzliwego prof. Broszki [1]). Są to wiadomości niezbędne do zrozumienia najnowszych teoryj przenoszenia ciepła. Wreszcie w dziale tym znajdujemy wyjaśnienie formuły de Chezy'ego na podstawie praw ruchu burzliwego.

Najobszerniejsza bo obejmująca $^1/_3$ kursu jest część piąta, poświęcona hydraulice, t. j. wiadomościom z hydromechaniki eksperymentalnej. W dziale tym autor omawia przedewszystkiem opory hydrauliczne w przewodach o stałym przekroju (podaje wzory Weisbacha, Langa i Misesa), następnie przechodzi do oporów spowodowanych zmianą warunków ruchu (np. przy zmianie kierunku, przy zmianie szybkości, w zaworach, wodomierzach i t. p.), wreszcie podaje metodę praktycznego obliczania rurociągów oraz teorję ruchu cieczy w korytach otwartych. Ostatnie dwa rozdziały poświęcone są działaniu prądu cieczy na zapory oraz na ściany naczynia.

W końcu podręcznika umieszczone są następujące dodatki: 1) tablice matematyczno fizyczne (przedewszystkiem zwykła tablica kwadratów, sześcianów,

[1]) Str. XX + 455, rysunków 205, Warszawa. Tłoczono w drukarni państwowej Miodowa 22, r. 1931. Wydanie Głównego Urzędu Miar.

[1]) Nie probuje jednak autor spopularyzować najnowszej teorji prof. Broszki, drukowanej w „Zeitschr. f. Physik“ w r. 1927.

logarytmów i t. p. liczb od 1 do 100, tablice ciężarów właściwych wody i rtęci, tablice do wzorów Toricelli'ego, Bazina i Langa); 2) alfabetyczny spis nazwisk uczonych hydromechaników ze wskazaniem lat urodzenia i śmierci[1]): 3) słowniczek techniczny polsko-francusko-niemiecki (zawierający również niektóre objaśnienia lingwistyczne), który równocześnie służy jako indeks; 4) wreszcie szczegółowy wykaz literatury.

Praktyczną wartość podręcznika podnosi 115 „ćwiczeń" t. j. przykładów stosowania wzorów hydromechaniki do zagadnień technicznych. Szereg wykresów i tablic liczbowych w tekście ułatwia obliczenia i w sposób poglądowy objaśnia rezultaty obliczeń.

Inż. Troskolański jako autor akademickiego podręcznika (wyżej wymienionej „Hydromechaniki"), opatrzonego przedmową prof. Hubera jest wybitnym specjalistą z tej dziedziny wiedzy; daje to gwarancję, że i omawiany popularny podręcznik napisany jest fachowo, gdyż według mego zdania popularyzować wiedzę najlepiej może tylko ten, kto ją sam należycie zgłębił. Pomimo jednak mego zasadniczego zaufania do treści omawianego podręcznika, uważam za swój obowiązek zwrócić uwagę na niektóre spostrzeżone przezemnie usterki i niedomówienia w wykładzie.

Na str. 140 autor wprowadza pojęcia o „polu ciśnień oraz o polu wektorjalnem zwanem polem prądu". Według mego przekonania w popularnym podręczniku są to pojęcia zupełnie zbędne. Czytelnik nad niemi zastanawiać się nie będzie i traktując cały rozdział jako czysto teoretyczny, może z łatwością przeoczyć na tej samej stronicy krótką ale bardzo ważną wzmiankę o ruchu ustalonym. Natomiast sądzę, że różnicę pomiędzy ruchem cieczy ustalonym (zwanym również „trwałym") i nieustalonym (inaczej „nietrwałym") należy podkreślać przy każdej sposobności, a szczególniej w podręczniku popularnym. Wprawdzie na str. 141 mówiąc o warunkach ciągłości ruchu, autor zakłada, iż ruch cieczy jest ustalony, lecz nie przypomina tego ani przy wykładzie równania D. Bernoulli'ego (na str. 145), ani też w ostatecznej słownej redakcji tego równania (str. 146) i dopiero mówiąc o wypływie cieczy ze zbiorników (str. 150), określa dla tego wypadku warunki niezbędne, by ruch był ustalony. Przypuszczam również, że określając (na str. 158) czas potrzebny do opróżnienia zbiornika, autor powinien był wspomnieć, że stosowany przez niego wzór (242) wyprowadzony został przy pomocy matematyki wyższej, że mamy tu do czynienia z ruchem cieczy nieustalonym, do którego równanie D. Bernoulli'ego w formie podanej w podręczniku stosowane być nie może.

Sprawą ruchu nieustalonego autor będzie musiał zająć się w IV tomie „Podręcznika dla sprawdzających wodomierze", w którym ma zamiar opracować (jak zapowiada na str. VIII przedmowy) „urządzenia pomocnicze: akumulatory, powietrzniki, pompy". Sądzę, że do zagadnień tych autor powinien był przygotować swoich czytelników już w I tomie swego „Podręcznika".

W § 28 traktującym o obliczaniu rurociągów (na str. 271) autor zupełnie słusznie zwraca uwagę na wypadki, gdy w cieczy rozpuszczone zostały obce gazy: pod zmniejszonem ciśnieniem będą się one z tej cieczy wydzielały i zbierając się w górnych częściach przewodów, zatamują prąd. Lecz autor nie mówi wcale, że zjawisko to spowodować również może i para, o ile ciecz posiada odpowiednią temperaturę. Natomiast nieco wcześniej na (str. 270) mówi on „o warunku, któremu przewód musi czynić zadość, aby ciągły przepływ był wogóle możliwy. Tym warunkiem jest, aby w każdym punkcie przewodu było ciśnienie bezwzględne większe od zera"[1]). Twierdzenie to słuszne jest jedynie dla t. zw. „układów skondensowanych", t. j. dla cieczy posiadających znikomo małą prężność pary, a więc (jak to autor miał na myśli, a czego wyraźnie nie zaznaczył) twierdzenie to w przybliżeniu uważać można za słuszne jedynie dla *wody zimnej*. Wodomierze (które przedewszystkiem autor ma na myśli) stosowane bywają również i w kotłowniach, a więc i w kotłowniach, które zasilają kotły wodą o wysokiej temperaturze[2]). Twierdzenie autora wymaga zatem poprawki, „konstruktor dążyć powinien, by ciśnienie w przewodach nie spadło do prężności pary, która w danej temperaturze wydziela się z cieczy plus ciśnienia wydzielających się w tych warunkach obcych gazów." W popularnym podręczniku należało również wyjaśnić praktyczną niemożliwość dalszego spadku tego ciśnienia.

Zatrzymawszy się bliżej nad treścią wyżej podanej cytaty, musimy zwrócić również uwagę i na styl. „tym warunkiem *jest*, *aby*...", „w każdym punkcie *było* ciśnienie...". Autor bezwiednie i zupełnie niecelowo podkreśla orzeczenie (a zdarza mu się to dość często), co jedynie wyraźnym wpływem języka niemieckiego może być objaśnione[3]).

Będąc uczniem prof. Jewniewicza, jestem zdeklarowanym zwolennikiem terminologji dawnej, według której ciśnienie w cieczy podczas spoczynku nazywamy ciśnieniem hydrostatycznem, a podczas ruchu—hydrodynamicznem[4]), dla tego też nie uważam za wskazane, by w równaniu D. Bernoulli'ego (jak to czyni autor np. na str. 146) nazywać p ciśnieniem statycznem, a $\gamma v^2 : 2g$ — ciśnieniem hydrodynamicznem[5]).

Usterki wyżej wymienione, rozumie się, uważać należy za drobne, szczególniej jeżeli zestawimy je z takiemi zaletami podręcznika, jak bogactwo treści, przy-

---

[1]) Szkoda, że w spisie tym brak nazwisk petersburskich profesorów polaków Jewniewicza i Jeśmiana.

---

[1]) Co następnie autor w sposób niezrozumiały komentuje: „albo, co na jedno wychodzi, aby ciśnienie piezometryczne było większe od ciśnienia atmosferycznego w danem miejscu".

[2]) Osobiście miałem możność obserwować wypadki chwilowego miejscowego przegrzania wody w ekonomizerze do temperatury wrzenia (pod ciśnieniem, jakie dawała pompa). Z możliwością takich wypadków liczyć się powinniśmy przy instalowaniu wodomierzy.

[3]) Niestety jest to błąd coraz częściej spotykany w naszej literaturze technicznej; z błędem tym nie tylko walczyć powinny redakcje naszych czasopism technicznych ostrzegać przed nim powinna już szkoła średnia. Mam jednak wrażenie, że „Podręcznik „inż. Troskolańskiego napisany jest stylem bardziej poprawnym niż „Hydromechanika".

[4]) Patrz Podręcznik prof. Radziszewskiego str. 193.

[5]) Ten ostatni termin (na str. 363 w indeksie) autor traktuje jako rzadko stosowany.

stępny wykład, starannie wykonane rysunki, cenne tablice i wykresy, a szczególniej, jeżeli zdamy sobie dokładnie sprawę z ilości czasu i pracy, jaką autor musiał poświęcić na przygotowanie do druku tego dzieła. Zewnętrzna postać książki świadczy o tem, że Główny Urząd Miar nie żałował kosztów na wydanie tej pracy.

Wogóle powiedzieć można, że popularny podręcznik inż. Troskolańskiego stanowi cenny dorobek naszej literatury technicznej i prawdopodobnie nawet wielu inżynierom [4]) przydać się może.

Prof. *Cz. Grabowski.*

---

[4]) Podręcznik ten specjalnie polecam *inżynierom chemikom*, którzy w przemyśle chemicznym mają przeważnie do czynienia z cieczami i gazami.